

М.М. ПІДГАЄЦЬКИЙ, К.К. ЩЕРБИНА**ДОСЛІДЖЕННЯ ПОВЗДОВЖНЬОЇ СТАЛОСТІ ПРУЖНО-ГВИНТОВОГО ХОНУ**

У статті розглядається процес деформації пружно-гвинтового хону в осьовому напрямку з дослідженням різного конструктивного виконання замкнутого гвинтового пазу. На підставі дослідження виведені математичні моделі деформації вигину геометричної вісі пружно-гвинтового хону при статичних навантаженнях в умовах додаткового опору пружним деформаціям. Для перевірки отриманих математичних моделей проведено дослідження твердотільної моделі, на основі методу кінцевих елементів в середовищі SolidWorks Simulation з визначенням оптимальної конструкції пружно-гвинтового хону.

Ключеві слова: пружно-гвинтовий хон, пружно-деформована оболонка, твердо тільна модель, деформація геометричної вісі.

М.М. ПОДГАЕЦКИЙ, К.К. ЩЕРБИНА**ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОДОЛЬНОЙ СТОЙКОСТИ УПРУГО ВИНТОВОГО ХОНА**

В статье рассматривается процесс деформаций упруго-винтового хона в осевом направлении с исследованием разных вариаций конструктивного выполнения замкнутого винтового паза. На основании исследования выведены математические модели деформации изгиба геометрической оси упруго-винтового хона при статических нагрузках в условиях дополнительного сопротивления упругим деформациям. Для проверки полученных математических моделей проведено исследование твердотельной модели, на основе метода конечных элементов в среде SolidWorks Simulation с определением оптимальной конструкции упруго-винтового хона.

Ключевые слова: упруго-винтовой хон, упруго-деформируемая оболочка, твердотельная модель, деформация геометрической оси.

М.М. PIDGAETSKIY, K.K. SHCHERBINA**STUDY OF LONGITUDINAL STABILITY OF HELICAL HONE**

The article discloses the deformation process of helical hone in the axial direction in order to determine deviations of the tool relative axis, which directly influences the generating line of the hole under treatment. The first stage presented theoretical research of the locked ends of the helical groove in the elastic deformed cover which leads to the resistance to the resilient deformations. As a result of the research we developed mathematical models of the axis deformation of the elastic deformed cover. The models indicate the presence of deviations. In order to check the mathematical models we studied a solid model on the basis of finite elements method in the SolidWorks Simulation that proved the mathematical models. On the basis of the results we held updating of the elastic deformed cover with relieving the locked helical groove by application of the relieving circular grooves at both sides. The optimality of the construction has been proved by the research in SolidWorks Simulation.

Key words: helical hone, elastic deformed cover, solid model, deformation of geometric axis.

Вступ. Сучасні конструкції деталей гідравлічних машин мають прецизійні отвори з переривчастими поверхнями, що призводить до ускладнення отримання необхідної геометричної форми та шорсткості. У більшості випадків фінішною операцією обробки таких прецизійних отворів є процес хонінгування, тому актуальним питанням є підвищення ефективності даного процесу переривчатих та прецизійних отворів, а саме забезпечення точності розмірів, геометричної форми та зниження шорсткості за рахунок покращення показників алмазно-абразивного інструменту.

Аналіз стану питання. На основі проведеного дослідження існуючих алмазно-абразивних інструментів (хонінгувальна головка та алмазна розвертка) для обробки отворів [1,2,3] виявлено ряд недоліків.

По-перше, хонінгувальна головка не дозволяє чітко відреагувати на зміну сили різання, яка пов'язана з геометричними відхиленнями оброблюемого отвору, як в повздовжньому, так і в поперченому перерізі. Даний негативний ефект пов'язаний з наявністю статичного та кінематичного тертя в ланках хонінгувальної головки [4]. Також, обробка шліцевих та переривчастих отворів малих діаметрів призводить до ускладнення конструкції хонінгувальної головки та обмежень по величині діаметру оброблюемого отвору [4].

По-друге алмазна розвертка не дозволяє використання її в умовах автоматизованого виробництва, що обумовлено ручним налаштуванням

необхідного розміру на обробку та вимагає постійного контролю за процесом зношування.

Існуючі методи розв'язання задачі. Для вирішення обумовлених проблем була запропоновано пружно-гвинтовий хон [5], який дозволяє усунути наведені вище недоліки існуючого алмазно-абразивного інструменту за рахунок використання пружних деформацій для збільшення величини радіального розміру та розміщення алмазно-абразивних брусків під кутом 45°. Але в запропонованій конструкції пружно-гвинтового хону існує ряд не вирішених питань, а саме форма деформації геометричної вісі.

Мета дослідження. Визначення осьової деформації пружно-гвинтового хону при різних конструктивних його виконаннях.

Теоретичне дослідження пружних деформацій. Дослідження будемо проводити для пружно-деформуємої оболонки (ПДО), яка виступає корпусом пружно-гвинтового хону.

Для проведення дослідження необхідно прийняти ряд припущень та умовностей, в тому числі:

- дію додаткового опору пружним переміщенням, що імітується веденням уявного стержня, який поєднує кінцівки полого гвинтового тіла;
- стержень розміщується в зоні, яка створює додатковий опір пружним деформаціям повздовж геометричної вісі полого гвинтового тіла;
- жорсткість уявного стержня приймається більшою за жорсткість гвинтового полого тіла за

межами стержня;- однобічне розміщення уявного стержня розглядається у випадку розміщення його по один бік від геометричної вісі тіла. При цьому обумовлений стержень розглядається, як двохопорний, з навантаженням та моментами вигину, котрі діють в його опорах (кінцівках);

- симетричне розміщення уявного стержня розглядається у випадках його розміщення по обидва боки від геометричної вісі тіла. При цьому обумовлений стержень розглядається як двохопорний, з навантаженням та моментами вигину, котрі діють в його опорах (кінцівках);

- поперечний переріз ПДО в кожній точці поздовж його геометричної вісі має різну форму і, відповідно, площину, тому теоретичне визначення опору навантаженням, які впливають на сталість по відомим методикам неможливе. Таким чином, доцільно віднести дану задачу до статично невизначених. Для її вирішення необхідно використати методику моделювання із застосуванням програмного продукту SolidWorks Simulation та використати дані моделювання для визначення фактичних пружних переміщень ПДО.

- теоретичне дослідження пружних деформацій ПДО проводиться на підставі умовної деформації геометричної вісі ПДО в залежності від дії моменту вигину на кінцівки полого гвинтового тіла.

Розглянемо дію навантажень та моментів вигину при пружній деформації ПДО при однобічному розміщенні умовного стержня (рис.1).

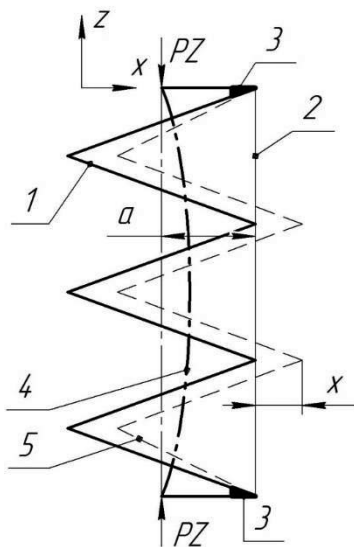


Рис.1 – Схема навантаження ПДО при однобічному розміщенні уявного стержня; 1 – гвинтове тіло; 2 – уявний стержень; 3- замикаючі кінцівки гвинтового тіла; 4 - пружна деформація геометричної вісі ПДО; 5 – пружна деформація гвинтового тіла ПДО; а – плече геометричної вісі ПДО; PZ – осьова сила.

Навантаження буде створюватися дією осьової сили PZ, яка діє на обидва кінці гвинтового тіла. Моменти вигину, які виникають на замикаючих кінцівках ПДО викличуть пружну деформацію геометричної вісі.

Деформація вигину геометричної вісі представляє собою синусоїду, а саме одну її напівхвилю, та буде

характеризуватися рівнянням:

$$x = \frac{2PZa}{\sigma EJ} \left(\frac{z^3}{l} - lz \right) \quad (1)$$

де: PZ – осьова сила ;

E – модуль пружності ПДО;

σ – межа міцності ПДО;

J – момент інерції попереднього переміщення.

Пружна деформація геометричної вісі викличе еквідистанту пружну деформацію гвинтового тіла. Як видно із схеми (рис.1) однобічна пружна деформація гвинтового тіла не прийнятна внаслідок нерівномірного навантаження бокових поверхонь гвинтового тіла при експлуатації.

Розглянемо дію навантажень та моментів вигину при пружній деформації ПДО при опозитно віссесиметричному розміщенні умовного стержня (рис.2).

Навантаження буде створюватися дією осьової сили PZ, яка діє на обидва кінці гвинтового тіла. Моменти вигину, які виникають на замикаючих кінцівках ПДО викличуть пружну деформацію геометричної вісі.

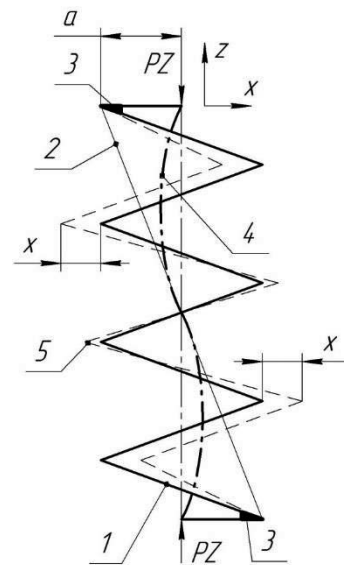


Рис.2 – Схема навантаження ПДО при віссесиметричному розміщенні уявного стержня: 1 – гвинтове тіло; 2 – уявний стержень; 3- замикаючі кінцівки гвинтового тіла; 4 - пружна деформація геометричної вісі ПДО; 5 – пружна деформація гвинтового тіла ПДО; а – плече геометричної вісі ПДО; PZ – осьова сила;

Деформація вигину геометричної вісі представляє собою синусоїду з двома напівхвилями із зміною фази посередині довжини та буде характеризуватися рівнянням:

$$x = \frac{2PZa}{\sigma EJ} \left(2 \frac{z^3}{l} - 3z^2 + lz \right) \quad (2)$$

де: PZ – осьова сила ;

E – модуль пружності ПДО;

σ – межа міцності ПДО;

J – момент інерції попереднього переміщення.

Як видно із схеми (рис.2), синусоїдальний принцип деформації геометричної вісі сприяє еквідистантній деформації гвинтового тіла. При цьому деформація має двобічний симетричний характер, при якій також можуть виникати нерівномірні навантаження бокових поверхонь гвинтового тіла.

Дослідження деформації ПДО при однобічному розміщенні кінцівок виявило, що дія моментів вигину викличе пружну деформацію геометричної вісі у вигляді однієї напівхвилі синусоїди, що призведе до еквідистантної деформації ПДО. Отриманий вид деформації не прийнятний при експлуатації ПДО.

Дослідження деформації ПДО при опозитно віссесиметричному розміщенні кінцівок виявило, що дія моментів вигину викличе пружну деформацію геометричної вісі у вигляді двох напівхвиль синусоїди із зміною фази посередині довжини, що призведе до еквідистантної деформації ПДО. Такий вид деформації також не прийнятний при експлуатації ПДО.

Для підтвердження або спростування отриманих теоретичних припущень по визначенню деформації ПДО проведемо дослідження в програмному середовищі SolidWorks Education Edition 2012 [6].

Побудуємо 3D моделі ПДО різних варіантів конструктивного виконання (рис.3). Приведено ПДО з однобічними кінцями (рис.3, а) та ПДО з опозитно віссесиметричними кінцями (рис.3, б). Різне просторове розміщення кінцівок повинно забезпечити різні види деформації при навантаженні в напрямку вісі Z.

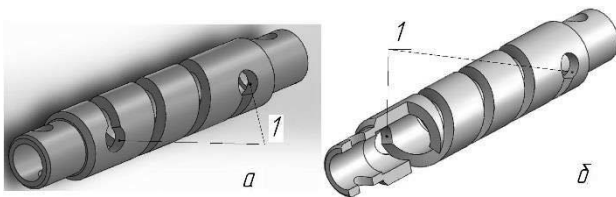


Рис.3 – 3D моделі ПДО різних варіантів конструктивного виконання: а - ПДО з однобічними кінцівками гвинтового пазу; б - ПДО з опозитно віссесиметричними кінцівками гвинтового пазу; 1 – кінцівка гвинтового пазу.

Для ПДО різного конструктивного виконання проведемо аналіз на визначення напружень (див. рис.4) та деформації (див. рис.5).

Отримані результати по визначенню напруження в елементах ПДО вказують на те, що напруження однакове по всій довжині деформації робочих витків і знаходиться для ПДО з однобічним розміщення кінцівок замкнутого гвинтового пазу в межах 600 МПа, а для ПДО з опозитно віссесиметричними кінцівками замкнутого гвинтового пазу в межах 620 МПа.

Максимальне значення отриманого напруження по Von Mises 1103 МПа. для ПДО з однобічними кінцівками замкнутого гвинтового пазу та ПДО з опозитно віссесиметричними кінцівками напруження по Von Mises 1164 МПа. Тобто, утворений контактний тиск буде рівний по всій довжині алмазно-абразивних брусків, котрі розташовуються на зовнішній циліндричній поверхні. Отримані напруження не перевищують граничних значень міцності ПДО.

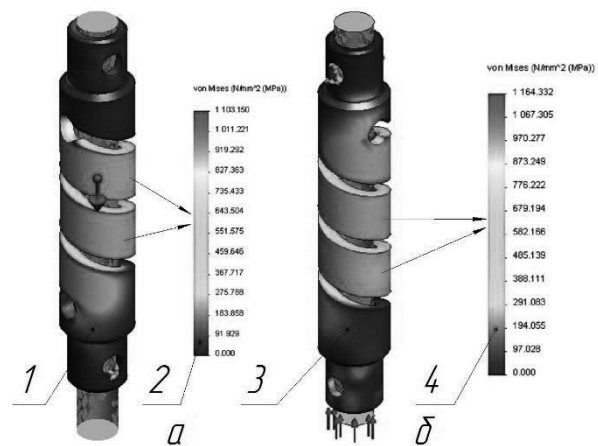


Рис.4 – Номінальне статичне навантаження ПДО різних варіантів конструктивного виконання; а - з однобічними кінцівками гвинтового пазу; б - з опозитно віссесиметричними кінцівками гвинтового пазу; 1 – ПДО з однобічними кінцівками гвинтового пазу; 2 – напруження в МПа ПДО з однобічними кінцівками гвинтового пазу; 3 – ПДО з опозитно віссесиметричними кінцівками гвинтового пазу; 4 – напруження в МПа ПДО з опозитно віссесиметричними кінцівками гвинтового пазу.

Утворена екстремальна деформація ПДО, яка знаходиться в межах 1,28 умовних одиниць в системі SolidWorks Simulation з однобічними кінцівками замкнутого гвинтового пазу вказує на те, що в процесі деформації виникає вигин в сторону протилежну від уявної лінії, що зв'язує кінцівки пазу.

Екстремальна деформація ПДО, яка знаходиться в межах 1,28 умовних одиниць в системі SolidWorks Simulation з опозитно віссесиметричними кінцівками в процесі деформації має дзеркальний характер, тобто суміжні витки відхиляються опозитно один до одного.

Обумовлені види деформації приведених ПДО є неприйнятним у зв'язку з нерівномірністю збільшення радіального розміру в діаметральній площині, що відповідає отриманим теоретичним припущенням.

Внаслідок значного впливу розміщення кінцівок замкнутої гвинтової канавки на форму пружної деформації, можна зробити припущення про можливість впливу форми кінцівок на характер обумовлених деформацій.

Попередні теоретичні дослідження ПДО показали можливість пружних деформацій вигину в залежності від конструктивного виконання. Але ці теоретичні та комп'ютерні дослідження не надають відповіді на питання: яким чином вилучити вигин ПДО при осьових навантаженнях.

Наявність замкнутого наскрізного гвинтового паза дозволяє віднести процес деформацій ПДО до тих, які відбуваються в умовах невеликого навантаження [7 с.528...530].

Постає питання: яким чином при наявності замкнутого гвинтового паза зменшити вплив стиснення на умови деформації, враховуючи те, що наявність звільнення від стисненого стану неможливо через конструктивні особливості ПДО?

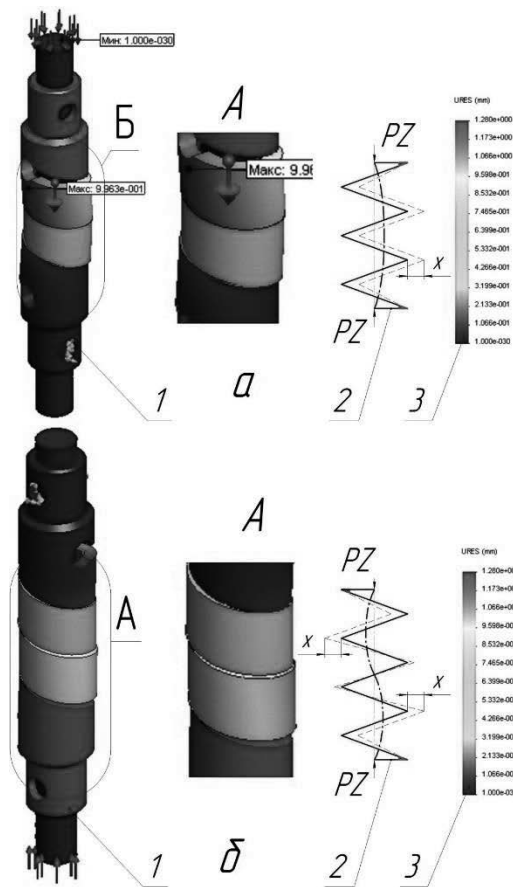


Рис.5 – Екстремальне статичне навантаження ПДО різних варіантів конструктивного виконання; а - ПДО з однібокніми кінцівками б - ПДО з опозитно віссесиметричними кінцівками; 1 – ПДО; 2 – теоретична схема деформації; 3 – відносна величина осової деформації в системі SolidWorks Simulation.

Найбільш прийнятним способом зменшення впливу стиснення може бути введення конструктивного елемента, який провокує концентрацію напружень в зоні кінцівок гвинтового тіла. Як відомо із ряду робіт [8], концентратори напружень знижують міцність елементів деталі і створюють таким чином умови для пружних деформацій в визначених межах. В даному випадку найбільш доцільно виконати концентратор у вигляді кільцевої канавки, з якою спряжується замкнений гвинтовий паз.

Таким чином, можна висловити гіпотезу, що спосіб введення концентраторів напружень у вигляді розвантажувальної кільцевої канавки може забезпечити зменшення впливу сил стискання та виникнення напружень вигину.

Для підтвердження цієї гіпотези проведемо дослідження ПДО з розвантажувальними канавками в програмному продукті SolidWorks Simulation.

Побудуємо твердотільну модель ПДО з розвантажувальними канавками наведена на рис.6.

Проведемо дослідження ПДО з розвантажувальними канавками на напруження (рис.7) та деформацію (рис.8).

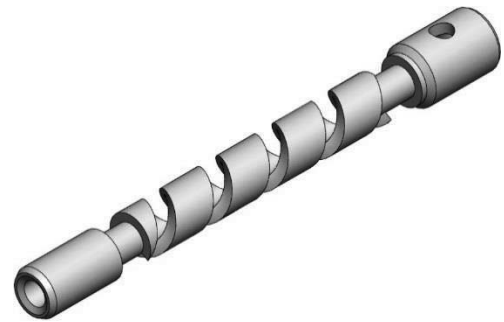


Рис.6 – Твердотільна модель ПДО з розвантажувальними канавками

Отримане статичне напруження ПДО з розвантажувальними канавками є рівномірним по всій поверхні витків, що забезпечить створення рівномірного контактного тиску на оброблювану поверхню і знаходиться в межах 235 МПа для робочих витків, а для вхідного і вихідного витка в межах 78 МПа.

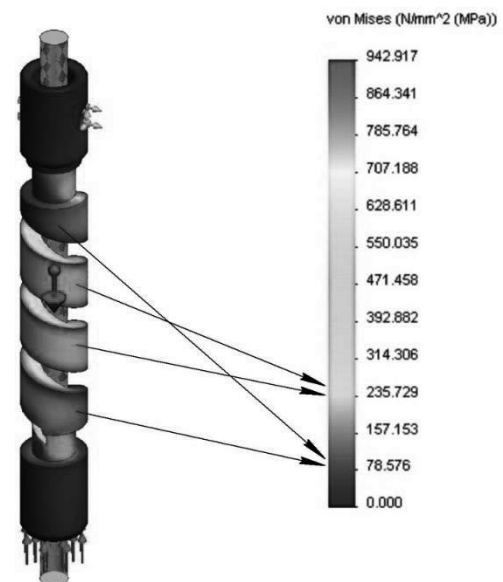


Рис. 7 – Номінальне статичне навантаження ПДО з розвантажувальними канавками

Отримана деформація ПДО є рівномірною для робочих витків, а деформація для вхідного і вихідного витка менша, що дозволяє зменшити руйнування алмазно-абразивних брусків при врізанні (рис.8). Було визначено відсутність вигину витків при деформації повздовж власної вісі, що підтверджує діаметральний вид.

Таким чином, конструктивне введення кільцевих канавок і з'єднання їх з гвинтовим пазом сприяє усуненню асиметричних деформацій, що підтверджується перевіркою теоретичних припущень в програмному продукті SolidWorks Simulation.

ПДО з розвантажувальними канавками відповідає вимогам при експлуатації при хонінгуванні отворів внаслідок зменшення впливу стиснення на зону пружних деформацій, що забезпечило відсутність впливу повздовжньої вісі.

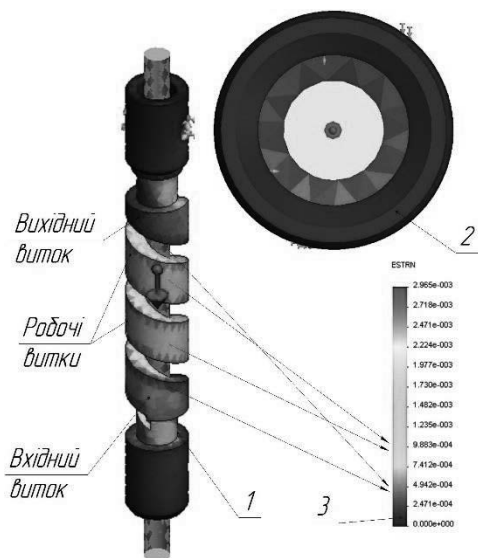


Рис. 8 – Екстремальна статичне навантаження ПДО з розвантажувальними канавками
1 – ПДО з розвантажувальними канавками; 2 – діаметральний вид ПДО з розвантажувальними канавками; 3 – деформація ПДО з розвантажувальними канавками пазом в умовних одиницях ESTRN (еквівалентна деформація);

Висновки. В результаті проведеного теоретичного дослідження деформації геометричної вісі було виявлено, що отримана форма деформації є неприйнятною. На підставі цього були проведені дослідження на побудованих твердотільних моделях в програмному продукті SolidWorks Simulation. В результаті чого було виявлено:

- наявність впливу розміщення кінцівок гвинтового пазу на деформацію повздовж вісі;
- ПДО при однобічному розміщенні кінцівок номінальне статичне навантаження становить 600 МПа, а екстремальне - 1103 МПа і має однобічну форму вигину;
- ПДО при опозитно віссесиметричному розміщенні кінцівок номінальне статичне навантаження становить 620 МПа, а екстремальне - 1162 МПа і має синусоїдальну форму.
- комп'ютерним моделюванням ПДО підтверджена гіпотеза про вплив концентратора напружень у вигляді кільцевої канавки на вилучення деформації вигину ПДО.
- утворена при навантаженні геометрична форма ПДО з розвантажувальними канавками відповідає вимогам експлуатації при хонінгуванні отворів внаслідок зменшення впливу стиснення на виникнення пружних деформацій вигину.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Підгаєцький Михайло Матвійович – кандидат технічних наук, доцент кафедри «Технології машинобудування» Центральноукраїнського національного технічного університету, м. Кропивницький; тел.: (050) 488-01-14; e-mail: podgaitskymm@gmail.com

Щербина Кирил Костянтинович – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри «Технології машинобудування» Центральноукраїнського національного технічного університету, м. Кропивницький; тел.: (099) 476-35-64; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1665-7686>, e-mail: kir2912s@gmail.com

Список літератури

1. Куликов С.И., Ризванов Ф.Ф., Романчук В.А., Ковалевский С.В. *Прогресивные методы хонингования*. - М.: Машиностроение, 1983. – 334 с.
2. Фрагин И. Е. *Новое хонингование* - М.: Машиностроение, 1980. – 95 с.
3. Богородицкий Н.Н., Чубаров К.К., Лебедев Б.А. *Технологическое оснащение хонингования*. - Л.: Машиностроение 1984. – 237 с.
4. Підгаєцький М.М., Щербина К.К. Динамічний аналіз традиційних систем регулювання радіального розміру в процесі хонінгування отворів. *Вісник Хмельницького національного університету: Технічні науки*. – Хмельницький.: ХНУ 2014 - №3 (213) с.134-138
5. Осадчий С.И., Подгаєцький М.М., Щербина К.К. Безинерционная система регулирования радиального размера в процессе хонингования отверстий. *Вестник Пермского Национального Исследовательского Политехнического Университета «Машиностроение, материаловедение»*. – Пермь.:ПНИПУ.- 2014 – Т.16 №1. с 7-16.
6. Алямовский А.А. *Инженерный расчет в SolidWorks Simulation* М.: ДМК Пресс. 2010. 462с.
7. Петраков Ю.В., Драчев О.И. *Теория автоматического управления технологическими системами* – М.: Машиностроение, 2009. – 336 с.
8. Беляев Н.М. *Сопротивление материалов*. Изд-8е – М.: Машиностроение, 1953. – 608 с.

References (transliterated)

1. Kulikov, S.I., Rizvanov, F.F., Romanchuk, V.A., Kovalevskiy, S.V. (1983), *Progressive methods of honing [Progresivnye metody honingovaniya]*, Mashinostroenie, Moscow, 334 p.
2. Fragin, I.E. (1980), *The new honing [Novoe honingovanie]*, Mashinostroenie, Moscow, 95 p.
3. Bogoroditskiy, N.N., Chubarov, K.K., Lebedev, B.A. (1984), *The technological equipment of honing [Tehnologicheskoe osnashchenie honingovaniya]*, Mashinostroenie, 237 p.
4. Pidhaitskiy, M.M., Shcherbina, K.K. (2014), "The dynamic analysis of traditional schemes of regulation of the radial size in the course of a honing of openings", *Herald of Khmelnytskyi national university: Technical sciences* ["Dynamichnyi analiz tradytsiynykh system rehulivannia radialnoho rozmiru v protsesi khoninhuvannia otvoriv", *Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu: Tekhnichni nauky*], KhNU, Khmelnytskyi, No. 3 (213), P. 134-138
5. Osadchii, S.I., Podgaetskii, M.M., Shcherbina, K.K. (2014), "Without inertia system regulation of the radial size in the course of honing", *Bulletin of Perm national research polytechnic university. Mechanical engineering, materials science* ["Bezintertionnaia sistema regulirovaniia radialnogo razmera v protsesse khoningovaniia otverstii", *Vestnik Permskogo Natsionalnogo Issledovatel'skogo Politehnicheskogo Universiteta «Mashinostroenie, materialovedenie»*], PNIPU, Perm, Vo.16, No.1, P. 7-16.
6. Aliamovskii, A.A. (2010), *An engineering calculation in SolidWorks Simulation [Inzheneryi raschet v SolidWorks Simulation]*, DMK Press, Moscow, 462 p.
7. Petrakov, Yu.V., Drachev, O.I. (2009), *Theoretical automatic control of the technological systems [Teoriia avtomaticheskogo upravleniia tekhnologicheskimi sistemami]*, Mashinostroenie, Moscow, 336 p.
8. Beliaev, N.M. (1953), *The strength of materials, 8th ed. [Soprotivlenie materialov, Izd. 8e]*, Mashinostroenie, Moscow, 608 p.

Поступила (received) 05.10.2017